

УДК 697.971

ЛИСАК О.В.

Інститут відновлюваної енергетики НАН України

**СИСТЕМИ ПРЯМОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ВІД  
ВІДКРИТИХ ВОДОЙМ**

**Мета.** Представити переваги систем прямого охолодження (СПО) від відкритих водойм (ВВ), окреслити можливі значення економії енергії на прикладах типових об'єктів, що використовують дану технологію.

**Методика.** Проаналізовано останні тенденції використання СПО та на базі характеристик існуючого об'єкту уточнено дані по співвідношенню витрат електроенергії на забір води з ВВ до кількості холоду, який вироблено системою, в залежності від довжини трубопроводу по якому транспортується вода з ВВ.

**Результати.** Проведені розрахунки показали, що витрати на транспортування води з ВВ є несуттєвими відносно до загальної кількості генерованого холоду.

**Наукова новизна.** Уточнення факторів, які впливають на підвищення ефективності СПО та створенні методики оцінки переваг використання таких систем в Україні.

**Практична значимість.** Наведені дані можуть бути застосовані для обґрунтування потенціалу використання ВВ для СПО.

**Ключові слова:** холодопостачання, комбіновані системи холодопостачання, відкриті водойми, системи кондиціонування повітря.

**Вступ.** Зараз в Україні загальною тенденцією є зменшення споживання енергоресурсів, зокрема й електроенергії, що використовується системами холодопостачання установок кондиціонування повітря. Як правило, запропоновані в цій галузі технологічні рішення прийнято порівнювати по ефективності використання з парокомпресійними холодильними машинами (ХМ), в яких для охолодження конденсатора застосовують зовнішнє повітря. Повітря є найбільш доступним середовищем для відводу теплоти, але має суттєвий недолік: його температура може значно перевищувати значення, до якого необхідно знижувати температуру холодоносія – через що власне і виникає потреба у вищезначених парокомпресійних ХМ. Ефективність роботи парокомпресійної ХМ і, відповідно, кількість спожитої електроенергії, залежить, зокрема, й від значення температури середовища, що охолоджує конденсатор. Чим менше перевищуватиме температура цього середовища значення температури холодоносія, тим менше електроенергії споживатиметься ХМ.

Альтернативою повітрю в якості джерела холоду можуть бути відкриті водойми (ВВ), як то: річки, моря, озера тощо [1]. В теплий період року, коли виникає потреба у холодопостачанні, температура води ВВ є нижчою за температуру повітря, а це дозволяє підвищити значення коефіцієнтів перетворення холоду, тим самим знизивши витрати електроенергії [2,3]. Що стосується загальної вартості такої установки, то хоч її потужність і знижується, і відповідно знижується ціна обладнання, у разі застосування води, як середовища для відводу тепла, виникатимуть додаткові витрати на встановлення системи забору та відводу води від ВВ. Значення цих додаткових витрат залежатиме від багатьох факторів: віддаленості парокомпресійної ХМ від точки забору води з ВВ, організації схеми забору тощо.

Наведені в [4] розрахунки продемонстрували, що встановлена потужність парокомпресійних ХМ, що охолоджують конденсатор водою з ВВ, знижується на 30...40% у

порівнянні з парокомпресійними ХМ, що охолоджують конденсатор повітрям. Меншими й будуть річні витрати електроенергії.

Розглянутий вище приклад стосувався випадку, коли температура води з ВВ все ще перевищує потрібне значення температури холодоносія. Як правило, така температура води спостерігається на верхніх прошарках ВВ. З нижніх прошарків ВВ можна отримати воду нижчої температури, бо чим глибшою є ВВ, тим більшим є прошарок води з температурою, близькою до температури її замерзання. Температура води в зазначених прошарках є меншою за температуру холодоносія і таким чином можна відводити теплоту від холодоносія безпосередньо охолоджуючи його водою з ВВ без потреби використовувати ХМ. За таких обставин електроенергія буде витрачатись лише на прокачування води з ВВ і споживання електроенергії можливо зменшити на 86...90% у порівнянні з парокомпресійними ХМ, що охолоджують конденсатор повітрям [4,5]. Системи без використання ХМ будемо позначати як системи прямого охолодження (СПО).

Незважаючи на значну економію електроенергії, впровадження цієї технології є обмеженим внаслідок необхідності значних капітальних вкладень в будівництво такої системи та потреби в потужних споживачах [6,7]. Тому для ефективного використання даної технології необхідно створення центральних систем холодопостачання, які б поєднували тих споживачів, для яких створення індивідуальних систем холодопостачання від ВВ є економічно недоцільним. Прикладом подібного рішення є система центрального холодопостачання ділової частини міста Торонто, Канада, яка діє з 2004 року та забезпечує холодом понад 150 об'єктів [8].

**Мета.** Проаналізувати сучасні тенденції з використання СПО від ВВ та визначити можливі витрати на прокачування води з ВВ.

**Постановка задачі.** В цій роботі представлено відмінності по термінології, що характеризує ефективність СПО, вказано на зацікавленість ІТ-галузі у впровадженні цієї технології для забезпечення холодопостачання дата-центрів, виконано порівняння морської та прісної води в якості джерела холоду та надано розрахунки по визначенню втрат тиску при заборі води з ВВ на прикладі впровадженого об'єкту.

**Особливості термінології.** Для визначення ефективності використання СПО необхідно обґрунтувати змістовність терміну, прийнятого для цього визначення. Як правило, для визначення ефективності СПО використовують термінологію, що застосовується для визначення ефективності ХМ. Проте є певна розбіжність серед вітчизняних та закордонних авторів щодо прийнятого позначення.

У вітчизняній літературі прийнято по різному позначати коефіцієнти трансформації теплоти теплового насосу (ТН) та холодильний коефіцієнт ХМ – відповідно COP та  $\varepsilon$ . В закордонній літературі в обох випадках застосовується одне й те саме позначення – COP, але з різними індексами: для теплопостачання - “heating”, для холодопостачання – “cooling” [6,9]. Цей показник так само використовується й для характеристики ефективності СПО [6]. В цій роботі, враховуючи переважне цитування закордонних авторів, використовуватимемо позначення COP.

Не зовсім очевидним є те, яким чином визначають COP для запропонованих систем. Так, можливо просто порівнювати кількість виробленого холоду та витрат електроенергії насосною станцією на прокачування води з ВВ:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{хол}}}{N_{\text{насос}}}, \quad (1)$$

де  $Q_{\text{хол}}$  – кількість виробленого холоду, Вт;

$N_{\text{насос}}$  – електроенергія, що споживається насосом, Вт.

Проте, якщо порівнювати COP центральної системи холодопостачання, яка відводить теплоту до ВВ, зі звичними «спліт-системами», то COP запропонованої системи потрібно було б визначати з урахуванням втрат в мережі холодопостачання  $Q_{\text{втр}}$ , Вт, та витрат електроенергії на роботу насосів, що підводять холодоносії до кінцевих споживачів  $N_{\text{підв}}$ , Вт:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{хол}}}{N_{\text{насос}} + Q_{\text{втр}} + N_{\text{підв}}}. \quad (2)$$

*Використання СПО дата-центрами.* Одним з прикладів успішного впровадження СПО є дата-центри. Ці об'єкти можуть потребувати значної кількості холоду і за сталої та прогнозованої потреби в холоді протягом року є одними з найбільш вигідних користувачів для СПО.

Ефективність використання електроенергії дата-центрами визначають по безрозмірній характеристиці PUE (Power Usage Efficiency – ефективність використання енергії), яка характеризує співвідношення загальної кількості спожитої дата-центром електроенергії до кількості електроенергії, що споживається ІТ-обладнанням [10]. Таким чином, значення PUE буде більшим за одиницю. Для зменшення показника PUE, тобто створення енергоефективних дата-центрів, необхідно зменшувати споживання електроенергії іншими системами, зокрема й системами холодопостачання, що обслуговують ІТ-обладнання.

Однією з компаній, політика енергоефективності якої передбачає використання води в якості джерела холоду замість стандартних повітряних ХМ, є Google [11,12]. Серед прикладів використання СПО компанією Google є такі:

- з використанням річкової води в м. Сен-Гілен, Бельгія [13];
- з використанням морської води Фінської затоки в м. Гаміна, Фінляндія [14].

В цих системах наявна певна відмінність [15]: система, що застосована у Бельгії, використовує випарне охолодження [16], в той час, як система у Фінляндії використовує систему охолодження з проміжним теплообмінником. Дата-центр у Бельгії став першим дата-центром Google, в якому повністю відмовились від використання ХМ [17]. Однією з причин, які стимулювали вибір саме цих міст для побудови дата-центрів, був доступ до дешевого та екологічного джерела холоду.

Використання подібних енергоефективних систем холодопостачання в поєднанні з іншими енергоефективними технологіями в дата-центрах Google дозволили досягти  $\text{PUE} = 1,12$ , в той час як середньосвітове значення PUE складає 1,89 [18].

*Особливості проектування систем СПО.* Сьогодні відсутні єдині правила проектування СПО [6], але можна казати про певні узагальнення з отриманого досвіду, які можливо використати при впровадженні цих систем у майбутньому. В [6] також зверталась увага на те, що збір інформації ускладнюється тим, що частина власників не розкривають всіх подробиць улаштування СПО.

*Визначення потенціалу використання морської води.* Морська вода як середовище для відводу тепла часто застосовується в СПО. Тому варто оцінити те, наскільки можуть відрізнятись характеристики проектів з використанням морської та прісної води. Відповідно

до [1], будемо характеризувати воду як морську за її солоності 35‰, в прісній воді, зрозуміло, солоність відсутня (0‰). З характеристиками морської води можна ознайомитись в [19].

Густина прісної води в діапазоні значень 4...10 °C змінюється не значно, а саме від 1000 до 998,2 кг/м<sup>3</sup> [20]. В подальших розрахунках будемо використовувати значення  $\rho_{\text{прісн}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ . Що стосується морської води, то дані її густини можуть різнитись. В [20] густина морської води за температури  $t_{\text{морс}} = 20 \text{ °C}$  коливається в межах  $\rho_{\text{морс}} = 1002...1029 \text{ кг/м}^3$ . Згідно [19] приймаємо для подальших розрахунків значення густини  $\rho_{\text{морс}} = 1020 \text{ кг/м}^3$ .

Теплоємність прісної води за температури 0 °C згідно [21] складає  $c_{p(\text{прісн})} = 4,19 \text{ кДж/(кг·K)}$ , а для морської води  $c_{p(\text{морс})} = 3,90 \text{ кДж/(кг·K)}$ , що згідно даних [19] є ближчим до середнього значення теплоємності морської води за перепаду температур 0...10°C і саме це значення обираємо для подальших розрахунків.

Кількість холоду, отриманої від води з ВВ,  $Q_{\text{хол}}$  визначаємо по формулі:

$$Q_{\text{хол}} = c_p \cdot \rho \cdot L \cdot \Delta t, \quad (3)$$

де  $L$  – об'ємна витрата води, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta t$  – зміна температури води, °C.

За умови, що кількість виробленого холоду та значення зміни температури є однаковими для випадку застосування як морської, так і прісної води, визначимо співвідношення витрат прісної води  $L_{\text{прісн}}$  та морської води  $L_{\text{морс}}$  з формули (3) як:

$$\frac{L_{\text{морс}}}{L_{\text{прісн}}} = \frac{(c_p \cdot \rho)_{\text{прісн}}}{(c_p \cdot \rho)_{\text{морс}}} = \frac{(4,19 \cdot 1000)}{(3,9 \cdot 1020)} = 1,05. \quad (4)$$

Таким чином, за аналогічних умов витрата морської води буде перевищувати витрату прісної води в 1,05 рази.

*Визначення режимів руху холодоносія.* Визначення умов руху холодоносія розглянемо на прикладі впровадження СПО в Корнелльському університеті, США [4,6]. Витрата на об'єкті складає  $L = 2 \text{ м}^3/\text{с}$ , діаметр трубопроводу  $d = 1,6 \text{ м}$ , загальна кількість генерованого холоду  $Q_{\text{хол}} = 70 \text{ МВт}$ , початкова температура води 4 °C [6].

Визначимо перепад температури за умов застосування прісної води:

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{хол}}}{c_p \cdot \rho \cdot L} = \frac{70 \cdot 10^6}{4190 \cdot 1000 \cdot 2} \approx 8,35 \text{ °C}. \quad (5)$$

Площа поперечного перерізу труби  $F$ , м<sup>2</sup>, складатиме:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4} \approx 2,01 \text{ м}^2. \quad (6)$$

Відповідно швидкість води в трубопроводі  $V$ , м/с, складатиме:

$$V = \frac{L}{F} = \frac{2}{2,01} \approx 0,995 \text{ м/с}. \quad (7)$$

Приймаємо, значення кінематичної в'язкості води  $\nu = 1,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  за значення 5 °C з [20], що є близьким для прийнятої умови в 4 °C. Розрахуємо значення числа (критерія) Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{0,995 \cdot 1,6}{1,52 \cdot 10^{-6}} = 1047 \cdot 10^3. \quad (8)$$

Тепер визначимо режим руху течії по комплексу з [20]:

$$\text{Re} \frac{\Delta_{\text{екв}}}{D} = 1047 \cdot 10^3 \frac{0,002 \cdot 10^{-3}}{1,6} \approx 1,31. \quad (9)$$

де  $\Delta_{\text{екв}}$  – еквівалентна шорсткість трубопроводу, мм. Практика впровадження подібних систем свідчить про використання полімерних матеріалів в таких системах, тому обираємо  $\Delta_{\text{екв}} = 0,002$  мм [22].

Таке співвідношення відповідає  $\text{Re} \frac{\Delta_{\text{екв}}}{D} < 10$ , тобто режиму гідралічно гладких труб [20]. Для гідралічно гладких труб використовують формулу Блазіуса для визначення коефіцієнту гідралічного тертя  $f$ :

$$f = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,3164}{(1047 \cdot 10^3)^{0,25}} = 0,00989. \quad (10)$$

Втрати тиску визначимо на 1 км (1000 м) довжини трубопроводу як в одиницях вимірювання  $\Delta p$ , Па, так і в одиницях вимірювання  $\Delta H$ ,  $\text{м}_{\text{вод.ст.}}$ :

$$\Delta p_{\text{пит}} = \lambda \frac{l_{\text{пит}}}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = 0,00989 \frac{1000}{1,6} \cdot \frac{1000 \cdot 0,995^2}{2} = 3,06 \cdot 10^3 \frac{\text{Па}}{1000 \text{ м}}, \quad (11)$$

$$\Delta H_{\text{пит}} = \frac{\Delta p_{\text{пит}}}{\rho_{4^\circ\text{C}} g} = K \cdot \Delta p = 0,102 \cdot 10^{-3} \cdot 3,06 \cdot 10^3 = 0,312 \frac{\text{м}_{\text{вод.ст.}}}{1000 \text{ м}}, \quad (12)$$

де  $l_{\text{пит}}$  – питоме значення довжини трубопроводу,  $l_{\text{пит}} = 1000$  м;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$K$  – коефіцієнт для переведення значення тиску з Па в  $\text{м}_{\text{вод.ст.}}$ ,  $K = 0,102 \cdot 10^{-3} \text{ м}_{\text{вод.ст.}}/\text{Па}$ ;

Перевіримо отримані дані по формулі Хазена-Вільямса, яка є менш точною, оскільки використовується лише для прісної води, та має ряд обмежень: не враховує ані її температуру, ані її в'язкість, а значення коефіцієнту шорсткості трубопроводу не пов'язано з числом Рейнольдса. Питомі витрати на одиницю довжини 1 км (1000 м) трубопроводу визначаємо як [23]:

$$\Delta H_{\text{ХВ(пит)}} = \frac{10,67 \cdot L^{1,852} \cdot l_{\text{пит}}}{C^{1,852} \cdot d^{4,87}} = \frac{10,67 \cdot 2^{1,85} \cdot 1000}{140^{1,85} \cdot 1,6^{4,87}} = 0,414 \frac{\text{м}_{\text{вод.ст.}}}{1000 \text{ м}}, \quad (13)$$

де  $C$  – коефіцієнт шорсткості, для обраного матеріалу приймаємо значення  $C = 140$ .

Нев'язка між значеннями складає  $(0,414 - 0,312)/0,312 \cdot 100\% \approx 33\%$  – значення по формулі Хазена-Вільямса є на третину більшим. Однак в подальших розрахунках будемо використовувати значення, отримане по попередній методиці, як більш точне.

Тепер проаналізуємо можливі втрати тиску по довжині труби при прокачуванні води з ВВ, не враховуючи різницю відміток місць закачування та випуску води. Фактичні втрати тиску будемо визначати по формулі:

$$\Delta p_{\text{факт}} = \Delta p_{\text{пит}} \cdot \frac{l_{\text{факт}}}{l_{\text{пит}}}. \quad (14)$$

де  $l_{\text{факт}}$  – фактичне значення довжини трубопроводу, м;

Якщо зробити припущення, що холодопродуктивність в усіх випадках залишатиметься однаковою, а ефективність насоса складатиме  $\eta = 0,68$  згідно [24], то частка

витрат на прокачування води з ВВ по відношенню до кількості отриманого холоду становитиме:

$$\chi = \frac{L \cdot \Delta p_{\text{факт}}}{\eta \cdot Q_{\text{хол}}} \cdot 100\%. \quad (15)$$

Однак навіть за довжини трубопроводу 6500 м, що є одним з найбільших відомих значень протяжності трубопроводу для забору води з ВВ, частка  $\chi$  не перевищуватиме й 0,1%. Додамо, що згідно даних в [6] для закачування води з ВВ використовувалось три насоси, кожний потужністю 261 кВт. Таким чином, співвідношення потужності насосів до загальної холодопродуктивності системи складатиме:  $(3 \cdot 261 / 70000) \cdot 100\% = 1,12\%$ .

#### **Висновки:**

1. Аналіз наведеного приладу продемонстрував, що режим руху холодоносія знаходиться в межах гідравлічно гладких труб. Проведені розрахунки показали, що витрати на транспортування води з ВВ є несуттєвими відносно загальної кількості генерованого холоду.

2. В подальшій роботі необхідно проаналізувати частку витрат в теплообміннику, витрат в місці забору і випуску води, та витрат, що виникатимуть внаслідок різниці рівнів місць забору та випуску води по відношенню до загальної кількості генерованого холоду. Також потрібно визначити витрати, що виникатимуть при транспортуванні холодоносія в системах центрального холодопостачання, таким чином проаналізувавши увесь можливий спектр факторів, що визначають ефективність використання даної технології та впливають на значення COP.

3. Оскільки для ефективного впровадження СПО необхідна значна потужність, важливою задачею при їх проектуванні має стати пошук з метою об'єднання декількох малопотужних споживачів холоду за допомогою центральної системи холодопостачання. Практика свідчить, що створення систем холодопостачання від СПО, незважаючи на втрати при транспортуванні холоду в мережах, здатні забезпечити суттєво менше енергоспоживання, ніж індивідуальне встановлення парокомпресійних ХМ з повітряним охолодженням конденсатора.

4. ІТ-галузь є невід'ємною складовою будь-якої економічно розвиненої країни та запорукою її подальшого технологічного розвитку, тому уже зараз слід приділяти значну увагу впровадженню енергоефективних схем холодопостачання дата-центрів, а саме СПО, розвиваючи законодавчу базу та наукові дослідження в цій галузі.

#### **Список використаних джерел**

1. Лисак, О. В. Перспективи використання відкритих поверхневих водойм для теплопостачання за допомогою теплових насосів [Текст] / О. В. Лисак, Є. О. Кулінко // Відновлювана енергетика. – К. : Інститут відновлюваної енергетики НАН України, 2015. – № 3. – С. 74-84. – ISSN 1819-8058.
2. Chen, X. The performance of an open-loop lake water heat pump system in south China [Text] / Chen X. et al. // Applied Thermal Engineering. – 2006. – V. 26. – №. 17. – P. 2255-2261. – ISSN 1359-4311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.03.009

3. *Büyükalaca, O.* Experimental investigation of Seyhan River and dam lake as heat source-sink for a heat pump [Text] / O. Büyükalaca, F. Ekinici, T. Yılmaz // *Energy*. – 2003. – V. 28. – №. 2. – P. 157-169. – ISSN 0360-5442. doi: 10.1016/S0360-5442(02)00088-9
4. *Лисак, О. В.* Використання відкритих поверхневих водойм для холодопостачання [Текст] / О. В. Лисак, Є. О. Кулінко // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки. – К. : Київський національний університет технологій та дизайну, 2015. – № 5. – С. 15–23. – ISSN 1813-6796.
5. Seawater Air Conditioning – Makai Ocean Engineering [Online]. Url: <http://www.makai.com/brochures/Seawater%20Air%20Conditioning%20by%20Makai.pdf>. Date of application: 30.10.2015.
6. *Mitchell, M. S.* Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems – A review [Text] / M.S. Mitchell, J.D. Spitler // *HVAC&R Research*. — Vol. 19. - № 2. – P. 125–140. – ISSN: 1078-9669 (print); 1938-5587 (online). – doi: 10.1080/10789669.2012.747374.
7. *Leraand, T.K.* Air conditioning with deep seawater: a cost-effective alternative for West Beach, Oahu, Hawaii [Text] / T.K. Leraand, J.C. Van Ryzin // *OCEANS '95. MTS/IEEE. Challenges of Our Changing Global Environment. Conference Proceedings..* — IEEE, 9-12 Oct. 1995. – P. 1100-1109. – ISBN: 0-933957-14-9. – doi: 10.1109/OCEANS.1995.528579.
8. Enwave Toronto [Online]. Url: <http://enwave.com/locations/toronto/>. Date of application: 14.09.2016.
9. *Kavanaugh, S. P.* Geothermal Heating and Cooling: Design of Ground-source Heat Pump Systems [Text] / S. P. Kavanaugh, K. D. Rafferty. – Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2014. – XVIII, 420 с. – ISBN 978-1-936504-85-5.
10. Efficiency: How we do it - Measuring efficiency // Google Data Centers [Online]. Url: <https://www.google.com/about/datacenters/efficiency/internal/index.html#measuring-efficiency>. Date of application: 26.09.2016.
11. *Garimella, S. V.* Technological drivers in data centers and telecom systems: Multiscale thermal, electrical, and energy management [Text] / S. V. Garimella, T. Persoons, J. Weibel, L.-T. Yeh // *Applied Energy*. – 2013. – V. 107. – С. 66-80. – ISSN: 0306-2619. – <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.02.047>.
12. Efficiency: How we do it - Water and cooling // Google Data Centers [Online]. Url: <https://www.google.com/about/datacenters/efficiency/internal/index.html#water-and-cooling>. Date of application: 26.09.2016.
13. St. Ghislain, Belgium // Google Data Centers [Online]. Url: <https://www.google.com/about/datacenters/inside/locations/st-ghislain/>. Date of application: 26.09.2016.
14. Hamina, Finland // Google Data Centre [Online]. Url: <https://www.google.com/about/datacenters/inside/locations/hamina/>. Date of application: 26.09.2016.
15. Designing efficient data centers // Google [Online]. Url: <https://www.google.com/green/efficiency/datacenters/>. Date of application: 17.09.2016.
16. *Корбут, В. П.* Підвищення енергоефективності теплоутилізаційних апаратів випарного охолодження в системах кондиціонування повітря [Текст] / В. П. Корбут, М. О. Ткачук // *Енергоефективність в будівництві та архітектурі*. – 2013. – Вип. 4. – С 150-154. – ISSN 2310-0516.

17. Thelle, M.H. The economic impact of Google's data centre in Belgium : A study prepared for Google [Online document] / M.H. Thelle et al. —. Url: <http://www.copenhageneconomics.com/dyn/resources/Publication/publicationPDF/1/301/1435043322/the-economic-impact-of-googles-data-centre-in-belgium-2.pdf>. Date of application: 17.09.2016.
18. Лунтовський, А. О. Етапи розвитку сучасних інфокомунікаційних сервісів та енергетична ефективність мережевих технологій [Текст] / А. О. Лунтовський, П. О. Гуськов, А. Р. Масюк // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – 2014. – № 796 : Радіoeлектроніка та телекомунікації. – С. 131-139. – ISSN 0321-0499.
19. Sharqawy, M. H. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data [Text] / M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard V, S. M. Zubair // Desalination and Water Treatment. – 2010. – Vol. 16. – № 1-3. – P. 354-380. – ISSN: 1944-3994 (print); 1944-3986 (electronic). – doi: 10.5004/dwt.2010.1079
20. Константинов, Ю. М. Технічна механіка рідини і газу : підручник [Текст] / Ю. М. Константинов, О. О. Гіжа. – К. : Вища школа, 2002. – 277 с. – ISBN 966-642-093-7.
21. Шамраев, Ю.И. Океанология [Текст] / Ю.И.Шамраев, Л.А.Шишкина; под ред. А.В.Некрасова, И.П.Карповой. – Л.: Гидрометеиздат, 1980. – 382 с.
22. Сізіков, О. О. Шляхи забезпечення ефективної експлуатації систем внутрішнього протипожежного водопроводу у висотних будівлях [Текст] / О. О. Сізіков, В. В. Ніжник, Р. В. Уханський, Я. В. Балло // Науковий вісник УкрНДІПБ. – 2015. – №2. – С. 4-10. – ISSN 2079-9969.
23. Larock, B.E. Hydraulics of pipeline systems [Text] / B.E. Larock, R. W. Jeppson, G.Z. Watters. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C. : CRC press, 1999. – 552 p. – ISBN 0-8493-1806-8.
24. Elsafty, A. F. Water Air Conditioning [SWAC]: A Cost Effective Alternative [Text] / A. F. Elsafty, L. A. Saeid // International Journal of Engineering (IJE). – 2009. – Vol. 3. – Issue 3. – P. 346-358. — ISSN 1025-2495.

## СИСТЕМЫ ПРЯМОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОТ ОТКРЫТЫХ ВОДОЁМОВ

ЛЫСАК О.В.

*Институт возобновляемой энергетики НАН Украины*

**Цель.** Представить преимущества систем прямого охлаждения (СПО) от открытых водоёмов (ВВ), определить возможные значения экономии энергии на примерах типовых объектов, использующих данную технологию.

**Методика.** Проанализированы последние тенденции использования СПО и на базе характеристик существующего объекта уточнены данные по соотношению затрат электроэнергии на забор воды из ВВ с количеством холода, произведённого системой, в зависимости от длины трубопровода, по которому транспортируется вода ВВ.

**Результаты.** Проведённые расчёты показали, что затраты на транспортировку воды из ВВ незначительны по отношению к общему количеству генерируемого холода.

**Научная новизна.** Уточнение факторов, влияющих на повышение эффективности СПО и создания методики для оценки преимуществ использования таких систем в Украине.

**Практическая значимость.** Приведённые данные могут быть применены в обосновании потенциала использования ВВ для СПО.



**Ключевые слова:** холодоснабжение, комбинированные системы холодоснабжения, открытые водоёмы, системы кондиционирования воздуха.

## **DIRECT SURFACE WATER COOLING SYSTEMS**

LYSAK O.

*Institute of Renewable Energy at National Academy of Sciences of Ukraine*

**Purpose.** The paper analyzes the advantages of direct surface water cooling systems (DSWCS) and describes the possible values of energy savings using examples of typical objects that use this technology.

**Methodology.** The latest trends in the use of DSWCS were analyzed. The characteristics of the existing object were used to specify the power used to pump water from surface water to a heat exchanger and this value is compared to the cooling capacity of the DSWCS.

**Findings.** The calculations showed that the power used to pump water from the surface water to a heat exchanger for the reviewed object is very insignificant in relation to the total value of cooling capacities.

**Originality.** It was shown the necessity of clarifying the factors that affect the efficiency of such systems and the need to create a DSWCS design methodology for assessing the benefits of using such systems in Ukraine.

**Practical value.** The data can be used to justify the use of DSWCS.

**Keywords:** cooling, sea water air conditioning, deep water source cooling, lake source cooling